

VYSOKÁ ŠKOLA BÁŇSKÁ – TECHNICKÁ UNIVERZITA OSTRAVA

FAKULTA STROJNÍ

KATEDRA HYDROMECHANIKY A HYDRAULICKÝCH ZAŘÍZENÍ

Elektrohydraulický pohon zvedání valníku za rovnačkou

Electro-hydraulic Drive of Rolling Table behind Straighten  
Machine

Student:

Vedoucí bakalářské práce:

Hana Vávrová

doc. Ing. Bohuslav Pavlok, CSc.

Ostrava 2010

## Zadání bakalářské práce

Student: **Hana Vávrová**  
Studijní program: B2341 Strojírenství  
Studijní obor: 2302R007 Hydraulické a pneumatické stroje a zařízení  
Téma: **Elektrohydraulický pohon zvedání valníku za rovnačkou**  
**Electro-hydraulic Drive of Rolling Table behind Straighten Machine**

### Zásady pro vypracování:

Navrhněte elektrohydraulický pohon zvedání valníku za rovnačkou pro zadané parametry setrvačných hmotností, manipulačních časů a pro zadané kinematické řešení mechanismu.

### Vypracujte

1. Zpracujte řešerši zadané problematiky.
2. Na základě řešerše zpracujte alespoň dvě alternativy řešení hydraulického pohonu ve formě funkčního schéma hydraulického obvodu, tyto porovnejte a vyberte výhodnější.
3. Provedte návrh a výpočet parametrů hydraulického pohonu v ustáleném stavu.
4. Zpracujte specifikaci hlavních hydraulických a elektrohydraulických prvků a snímačů.

### Seznam doporučené odborné literatury:

- PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy*. Díl 1. Ostrava: VŠB-TU Ostrava, 1999. 158 s. ISBN 80-7078-620-5.
- PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy*. Díl 2. Ostrava : VŠB-TU Ostrava, 2008. 150 s. ISBN 978-80-248-1827-6.
- SIVÁK, V. *Projektování hydraulických systémů*. Ostrava: VŠB Ostrava, 1990. 333 s. ISBN 80-7078-037-1.
- KOLEKTIV AUTORŮ. *Proporcionální technika a servotechnika*. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth, 1986. ISBN 3-8023-0898-0.
- KOLEKTIV AUTORŮ. *Projektování a konstrukce hydraulických zařízení*. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth, 1988. 362 s. ISBN 3-8023-02664.

Formální náležitosti a rozsah bakalářské práce stanoví pokyny pro vypracování zveřejněné na webových stránkách fakulty.

Vedoucí bakalářské práce: **doc. Ing. Bohuslav Pavlok, CSc.**

Konzultant bakalářské práce: Ing. Jiří Valošek, Ph.D.

Datum zadání: 18.12.2009

Datum odevzdání: 21.05.2010



---

doc. RNDr. Milada Kozubková, CSc.  
*vedoucí katedry*



---

prof. Ing. Radim Farana, CSc.  
*děkan fakulty*

Prohlašuji, že jsem celou bakalářskou práci včetně příloh vypracovala samostatně pod vedením vedoucího bakalářské práce a uvedla jsem všechny použité podklady a literaturu.

V Ostravě .....  
podpis studenta

## Prohlášení o využití výsledků bakalářské práce

Prohlašuji, že

- jsem byla seznámena, že na moji bakalářskou práci se plně vztahuje zákon č. 121/2000 Sb., autorský zákon, zejména § 35 – užití díla v rámci občanských a náboženských obřadů, v rámci školních představení a užití díla školního a § 60 – školní dílo.
- beru na vědomí, že Vysoká škola báňská – Technická univerzita Ostrava (dále jen „VŠB-TUO“) má právo nevýdělečně ke své vnitřní potřebě bakalářskou práci užít (§ 35 odst.3).
- souhlasím s tím, že bakalářská práce bude v elektronické podobě uložena v Ústřední knihovně VŠB-TUO k nahlédnutí a jeden výtisk bude uložen u vedoucího bakalářské práce. Souhlasím, že údaje o kvalifikační práci, obsažené v Záznamu o závěrečné práci, umístěném v příloze mé kvalifikační práce, budou zveřejněny v informačním systému VŠB-TUO.
- bylo sjednáno, že s VŠB-TUO, v případě zájmu z její strany, uzavřu licenční smlouvu s oprávněním užít dílo v rozsahu § 12 odst. 4 autorského zákona.
- bylo sjednáno, že užít své dílo – bakalářskou práci nebo poskytnout licenci k jejímu využití mohu jen se souhlasem VŠB-TUO, která je oprávněna v takovém případě ode mne požadovat přiměřený příspěvek na úhradu nákladů, které byly VŠB-TUO na vytvoření díla vynaloženy (až do jejich skutečné výše).
- beru na vědomí, že odevzdáním své práce souhlasím se zveřejněním své práce podle zákona č. 111/1998 Sb., o vysokých školách o změně a doplnění dalších zákonů (zákon o vysokých školách), ve znění pozdějších předpisů, bez ohledu na výsledek její obhajoby.

V Ostravě: .....

.....  
podpis

Jméno a příjmení autora práce: Hana Vávrová

Adresa trvalého pobytu autora práce: Bezručova 591

739 21 Paskov

## ANOTACE BAKALÁŘSKÉ PRÁCE

VÁVROVÁ, H. *Elektrohydraulický pohon zvedání valníku za rovnačkou : bakalářská práce*. Ostrava : VŠB-Technická univerzita Ostrava, Fakulta strojní, Katedra hydromechaniky a hydraulických zařízení, 2010, 48 s. Vedoucí práce: Pavlok, B.

Bakalářská práce se zabývá návrhem elektrohydraulického pohonu valníku za rovnačkou. V úvodu práce je popsána současná problematika daného tématu. Na základě rešerše jsou zpracovány a srovnány dvě alternativní řešení řízení hydraulického pohonu, řízení pohonu objemové a ventilové. Zvoleno je ventilové řízení pohonu. Po zvolení typu řízení pohonu je proveden návrh a výpočet parametrů hydraulického pohonu v ustáleném stavu. Z výsledků výpočtů je zvolen axiální pístový hydrogenerátor s pomocným lamelovým hydrogenerátorem. V závěru práce jsou zpracovány specifikace hlavních hydraulických a elektrohydraulických prvků.

## ANNOTATION OF BACHELOR THESIS

VÁVROVÁ, H. *Elektro-hydraulic Drive of Rolling Table behind Straighten Machine : Bachelor Thesis*. Ostrava : VŠB-Technical University of Ostrava, Faculty of Mechanical Engineering, Department of Hydromechanics and Hydraulic Equipment, 2010, 48 p. Thesis head: Pavlok, B.

This Bachelor Thesis is dealing with proposal of Electro-hydraulic Drive of Rolling Table behind Straighten Machine. The Thesis introduction describes present-day problem of this theme. Based on background research are processed and compared two alternative solutions of volume system and valve operation system of hydraulic drive. Selected is valve operation system of hydraulic drive. After selecting the type of drive operation the proposal and calculation of hydraulic parameters in steady loom are implemented. From the results of these calculations is selected axial piston hydrogenerator with auxiliary vane hydrogenerator. In the Thesis conclusion are described specifications of main hydraulic and electro-hydraulic components.

## Obsah:

Seznam použitých značek a symbolů.....	8
Úvod .....	9
1 Přehled současného stavu řešené problematiky .....	10
1.1 Bezešvé trubky .....	10
1.2 Kosé válcování .....	10
1.3 Technologický postup výroby bezešvých trub .....	12
1.4 Popis konstrukčního provedení a funkce valníku za rovnačkou .....	13
2 Návrh dvou alternativ řešení .....	18
2.1 Alternativa 1 - objemové řízení pohonu.....	18
2.2 Alternativa 2 - ventilové řízení pohonu .....	20
3 Návrh a výpočet parametrů hydraulického pohonu v ustáleném stavu .....	21
3.1 Výpočet obvodu zdvihu válečků valníku.....	22
3.2 Výpočet obvodu zdvihu žlabů .....	28
3.3 Výpočet pohonné jednotky.....	31
3.4 Výpočet oteplování hydraulického obvodu.....	33
3.5 Dynamika hydromotoru .....	39
4 Specifikace prvků .....	43
5 Závěr .....	45
6 Seznam použité literatury .....	46
7 Seznam příloh.....	48

## Seznam použitých značek a symbolů

Značka:	Název:	Rozměr:
C	tuhost	$\text{N}\cdot\text{m}^{-1}$
E	modul pružnosti v tahu	Pa
F	síla	N
M	moment	$\text{N}\cdot\text{m}$
P	výkon	W
Q	objemový průtok	$\text{m}^3\cdot\text{s}^{-1}$
S	plocha	$\text{m}^2$
T	termodynamická teplota	K
U	elektrické napětí	V
V	objem	$\text{m}^3$
$V_g$	geometrický objem	$\text{m}^3$
c	měrná tepelná kapacita	$\text{J}\cdot\text{kg}^{-1}\cdot\text{K}^{-1}$
d	průměr	m
f	frekvence	Hz
h	zdvih	m
i	převod	1
k	součinitel prostupu tepla	$\text{W}\cdot\text{m}^{-2}\cdot\text{K}^{-1}$
m	hmotnost	kg
n	otáčky	$\text{s}^{-1}$
p	tlak	Pa
$\Delta p$	tlakový spád	Pa
t	čas	s
	teplota	$^{\circ}\text{C}$
	časová konstanta	s
v	rychlost	$\text{m}\cdot\text{s}^{-1}$
$\eta$	účinnost	1
$\pi$	Ludolfovo číslo ( $\pi = 3,14159$ )	
$\Phi$	tepelný tok	W
$\omega$	úhlová rychlost	$\text{s}^{-1}$



## Úvod

Elektrohydraulický pohon zvedání valníku za rovnačkou je operací patřící do úseku rovnání, které je nedílnou součástí výrobní tratě velký Mannesmann. Tato trať je navržena pro výrobu ocelových, za tepla válcovaných bezešvých trub z ocelí nelegovaných i legovaných.

Výrobní trať se nachází ve společnosti Válcovna trub, a. s. v Ostravě-Vítkovicích, která patří od poloviny roku 2005 do skupiny Třinecké železářny-Moravia Steel a od roku 2007 do současnosti prochází rozsáhlou rekonstrukcí s cílem zlepšit kvalitu a rozměrovou přesnost vyráběných trubek. Na této rozsáhlé rekonstrukci se podílí i společnost IVV Engineering s. r. o. z Ostravy-Vítkovic, která mi umožnila v prostorách společnosti Válcovna trub a. s. se osobně seznámit s technologickým procesem výroby bezešvých trub a poskytla mi podkladové materiály pro zpracování této bakalářské práce.

„Elektrohydraulický pohon zvedání valníku za rovnačkou“ jsem si vybrala jako téma bakalářské práce pro jeho uplatnění v provozu u tratě velký Mannesmann, která mne zaujala svými konstrukčními celky a technologií výroby. Cílem této bakalářské práce je navrhnout vhodný elektrohydraulický pohon zvedání valníku za rovnačkou, který má za úkol vyvést trubku z rovnacího stroje a pomocí zvednutých žlabů a válečků ji dopravit dále po trati bez případné její deformace.

# **1 Přehled současného stavu řešené problematiky**

## **1.1 Bezešvé trubky**

Trubkové výrobky hrají důležitou roli jako konstrukční nebo dopravní prvky v mnoha oblastech technologií. Materiál ze kterého jsou převážně vyrobeny je ocel. Vlastnosti různých tříd ocelí poskytují vhodné použití pro širokou škálu funkcí, tak aby mohly být použity pro téměř každou aplikaci vhodnou pro trubkové výrobky. Ocel je materiál z něhož je možné vyrobit trubky a potrubí od nejmenších k největším průměrům a v širokém rozmezí tloušťky stěny. Toto jsou hlavní důvody velmi rozmanitých použití bezešvé trubky a potrubí.

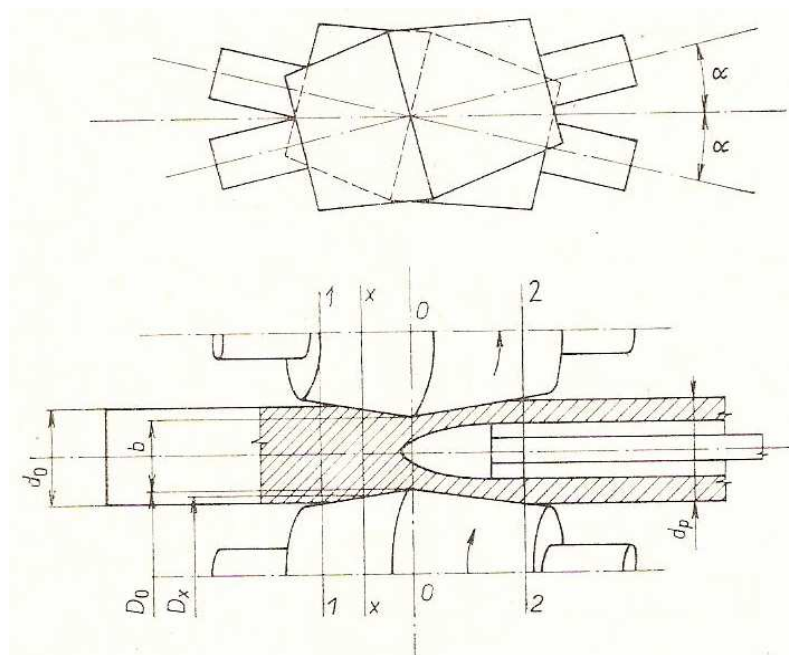
Trubky mají využití v mnoha oblastech průmyslu například výroby energetických zařízení, výstavby produktovodů, automobilového průmyslu, chemického průmyslu, strojírenství a stavebnictví. Dominantní postavení mají olejářské trubky pro těžbu ropy, zemního plynu a geologický průzkum. Součástí finalizačních operací je moření a tepelné zpracování.

Další informace v lit. (SMS MEER)

## **1.2 Kosé válcování**

Kosé válcování je klasickým technologickým postupem, při kterém se z plného vsázkového materiálu vyrobí dutý polotovár pro následné zpracování na hotovou trubku. Tento technologický postup je základem Mannesmannova a Stiefelova výrobního postupu, je používán jako prvotní operace i u jiných způsobů výroby bezešvých trub. Je to zvláštní případ příčného válcování, kdy mají osy válců vzhledem k ose válcovaného provalu šikmou polohu, z toho vyplývá, že obvodovou sílu válců můžeme rozložit do dvou složek: do složky ve směru odvodu provalu, která způsobí jeho otáčení, jednak do složky ve směru osy provalu, která způsobí posuv materiálu ve směru děrování. Základní tvar válců je kuželovitý (obr. 1.2.1), tím se následně vyvolá potřebný tlak na válcovaný materiál. Účinkem tlaku se rozruší středové vrstvy kovu – vznik dutiny. Nápomocen ke vzniku dutiny je děrovací trn, který zaujímá v pásmu deformace mezi oběma děrovacími válci stálou polohu a na něm se uskuteční rozválcování dutého předvalu.

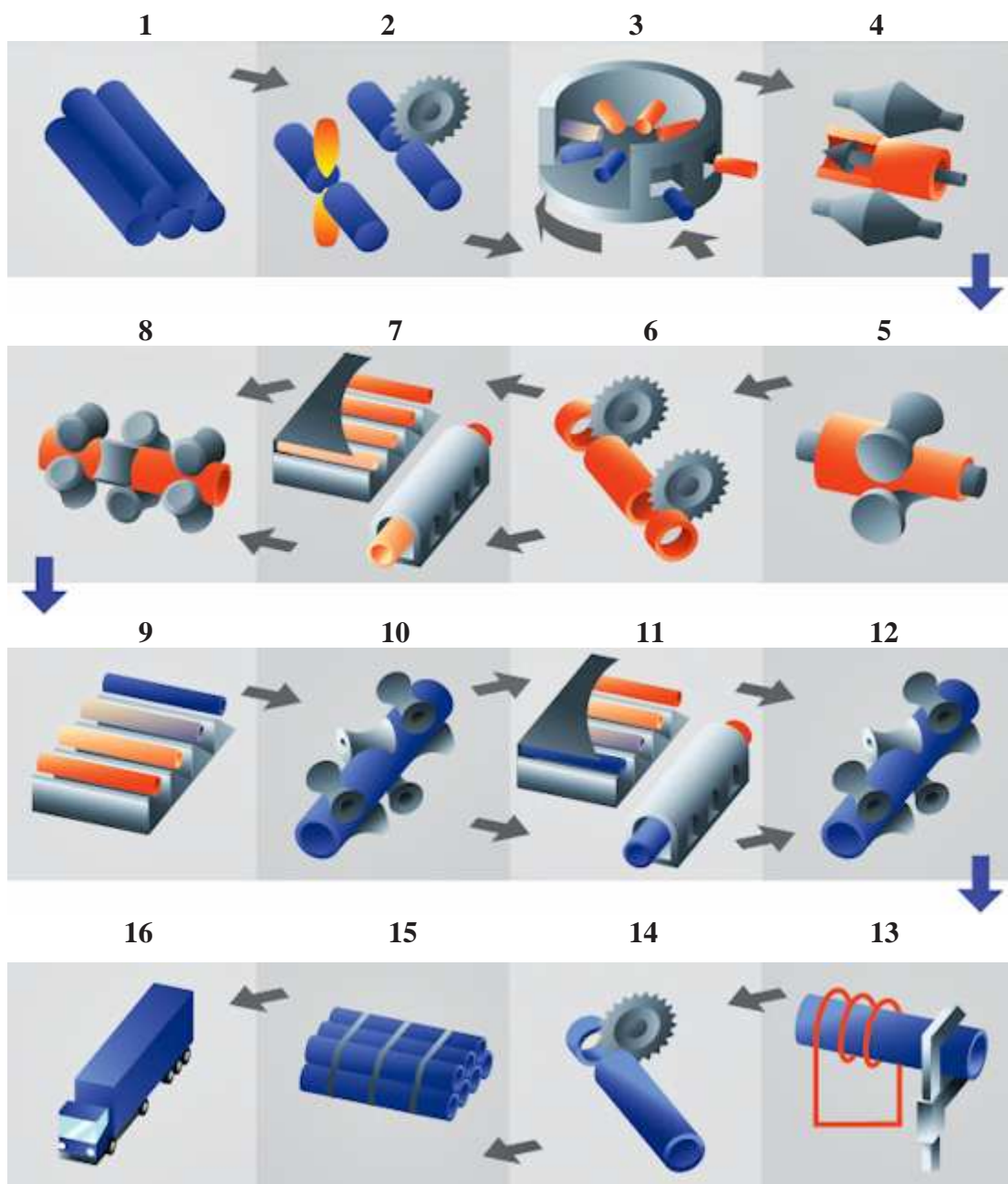
Více o technologii kosého válcování v lit. [1]



Obr. 1.2.1 Schéma děrování kosým válčováním (lit.[1])

### 1.3 Technologický postup výroby bezešvých trub

Na obr. 1.3.1 je znázorněn technologický postup výroby bezešvých trub.



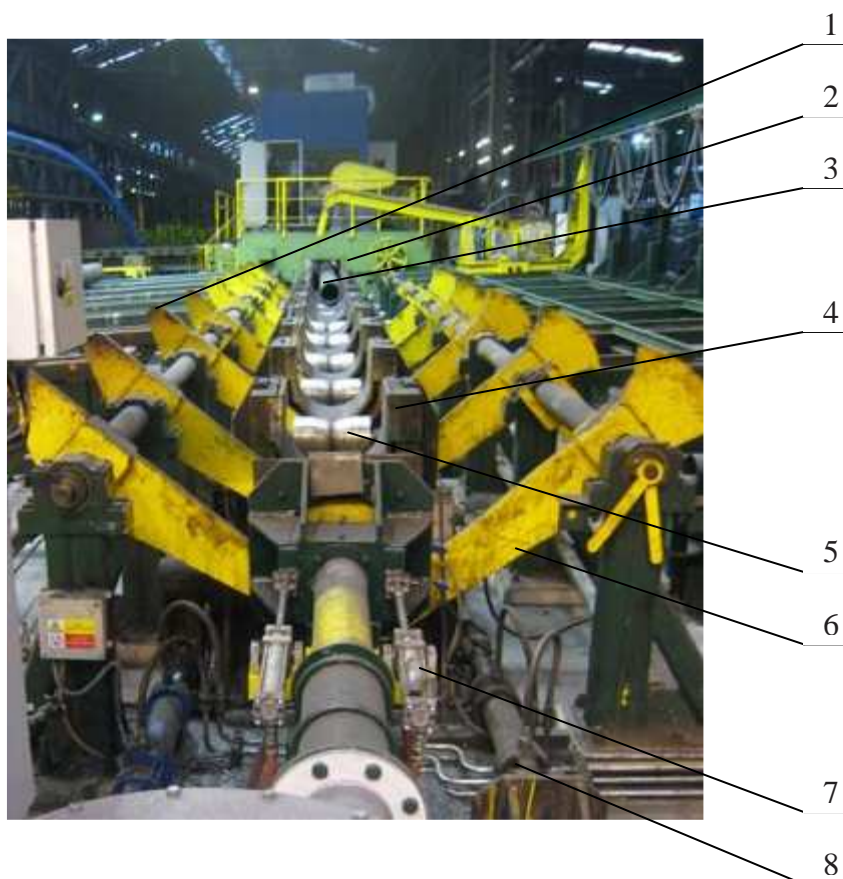
Obr. 1.3.1 Schéma výroby bezešvých trub (Válcovna trub Vítkovice)

- 1 - polotovary - sochor, 2 - příprava vsázky, 3 - karuselová pec, 4 - děrovací stolice,  
5 - poutnická stolice, 6 - kotoučová pila za tepla, 7 - kroková pec - tunelová pec,  
8 - kalibrovna, 9 - chladník, 10 - rovnačka, 11 - tepelné zpracování a moření, 12 - rovnání,  
13 - kontrola a měření, 14 - finální řezání, 15 - značení - svazkování a balení,  
16 - doprava

## 1.4 Popis konstrukčního provedení a funkce valníku za rovnačkou

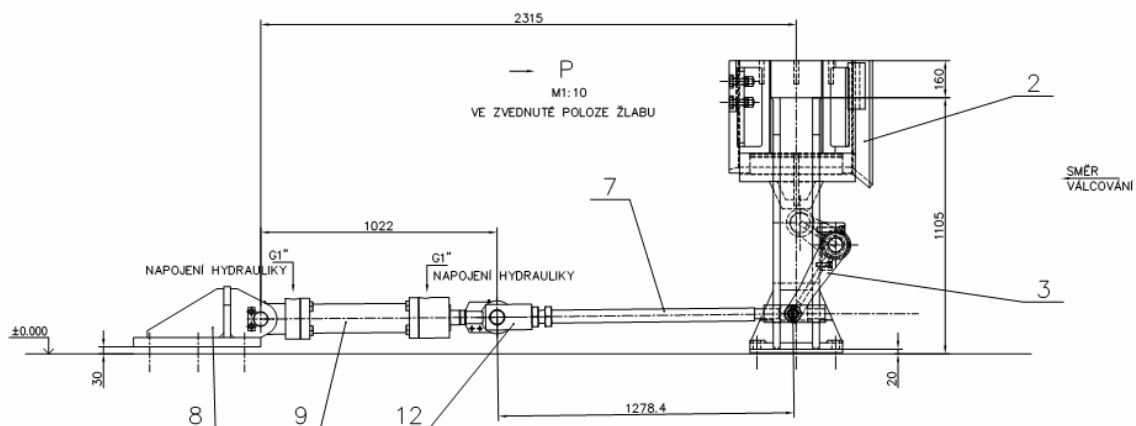
Technologický postup úseku rovnání vychází z původně uvažovaného řízení zvedání válečků a žlabů valníku „na ruku“. Rozběh, zastavení valníku a systém blokování úseku je řízen čidly.

Na obr. 1.4.1 vidíme dopravu bezešvé trubky po valníku za rovnačkou.

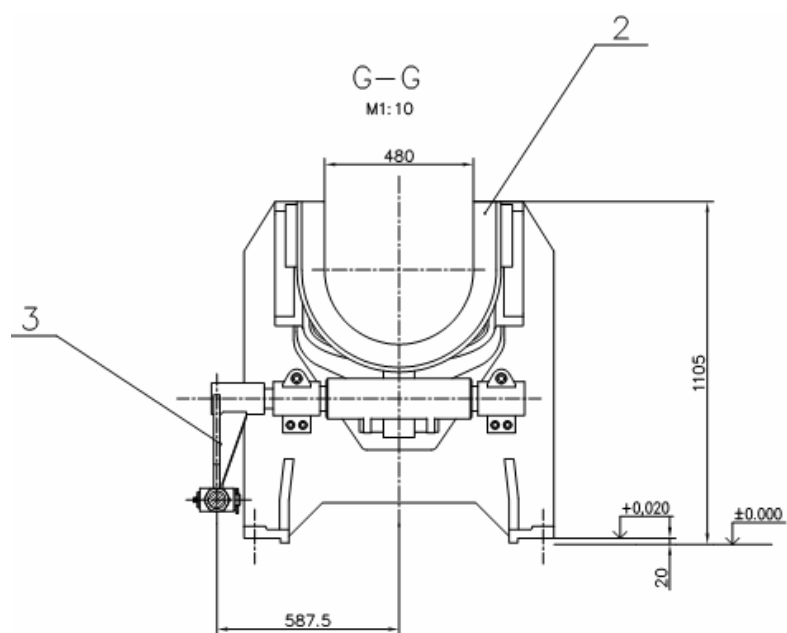


Obr. 1.4.1 Valník za rovnačkou (foto BKB Metal a.s.)

*1 – rošt, 2 – rovnačka, 3 – bezešvá roura, 4 – žlab, 5 – váleček, 6 – zvedací páka,  
7 – hydromotor, 8 – hydromotor*



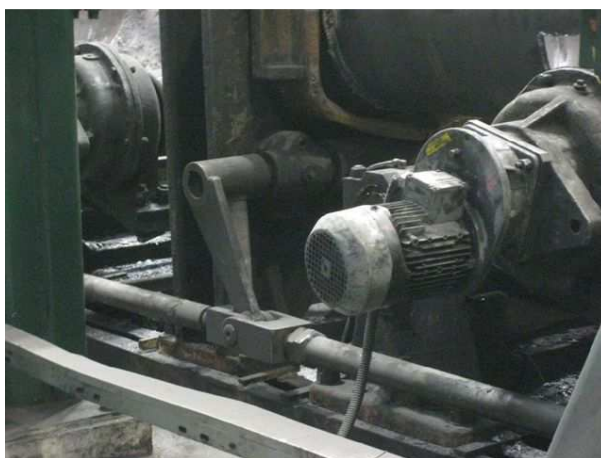
Obr. 1.4.2 Zvedání žlabu (foto z výkresu BKB Metal a.s.)  
 2 - žlab, 3 - páka, 7 - táhlo, 8 - konzola, 9 - hydroválec, 12 - vidlice a oko



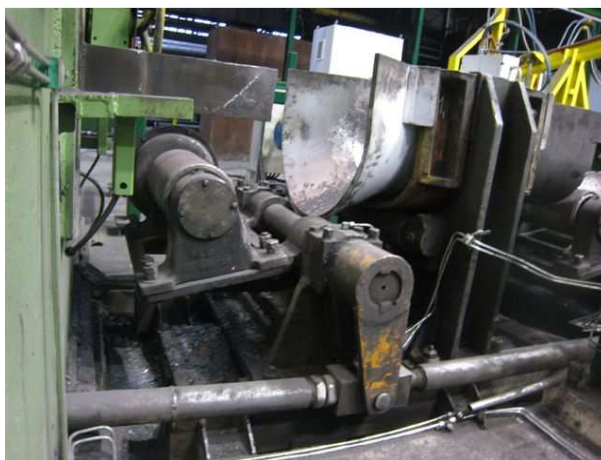
Obr. 1.4.3 Žlab (foto z výkresu BKB Metal a.s.)  
 2 - žlab, 3 - páka



Výšková úroveň žlabů valníku za rovnačkou se nastavuje pomocí hydraulického válce, obr (1.4.2) . Nastaví se dle toho, jaké průměry trubek půjdou do rovnačky, z pultu kabiny se provádí nastavení. Po projetí zadního konce trubky osou rovnačky, tedy ještě před ukončením rovnání se válečky valníku za rovnačkou uvedou do pohybu v souladu s rychlostí rovnání a zvednou se do polohy odpovídající ose rovnání pro průměr dané rovnané trubky (obr 1.4.1) . Zvednutí se provede automaticky při délkách trubek větších než 5,5 m, při kratších délkách trubek než je 5,5 m se trubky pouze rovnačkou přepravují – valník je trvale zvednutý.



Obr. 1.4.4 Táhlo spojující žlaby (foto BKB Metal a.s.)



Obr. 1.4.5 Žlab, táhlo (foto BKB Metal a.s.)

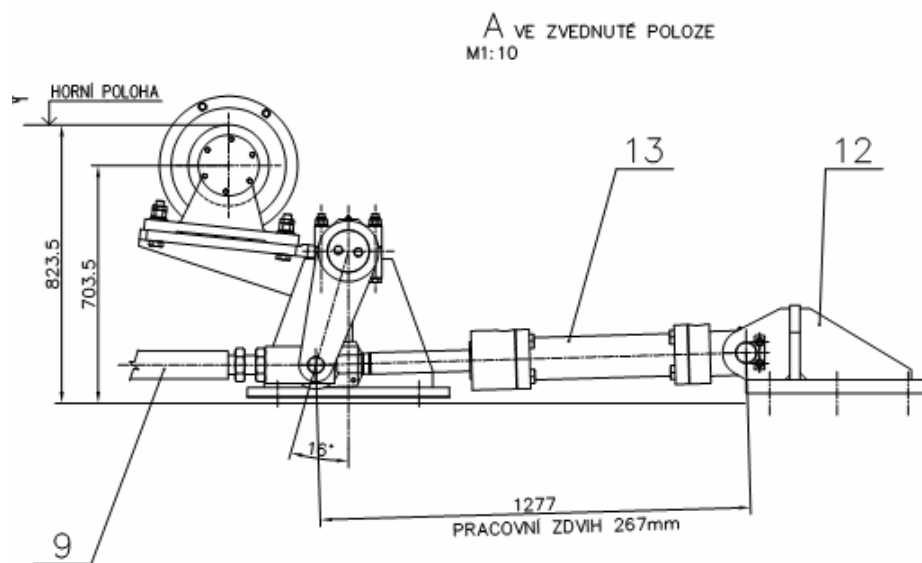


Obr. 1.4.6 Žlab (foto BKB Metal a.s.)

Válečky se zvedacími rámy se zvedají v závislosti na průměru rovnané trubky. Výšková úroveň válečků valníku za rovnačkou se nastavuje pomocí hydraulického válce (obr. 1.4.7). Po projetí zadního konce trubky rovnačkou na valník za rovnačkou je trubka zastavena. Zastavení je řízeno od stávající světelné závory umístěné za rovnačkou a časováním. Požaduje se zastavení trubky v poloze, kdy je její zadní konec na bližším okraji předávacího roštu přední revize.

Ve výchozí poloze jsou odebírací páky spuštěny ve spodní poloze pod spodní úroveň válečků (obr. 1.4.1). Válečky jsou také spuštěny ve spodní poloze a pouze žlaby jsou zvednuty do polohy odpovídající ose rovnání pro průměr rovnané trubky s tím, že dno žlabu je cca o 50 mm níže, než je spodní plocha rovnané trubky a válečky stojí ve spodní poloze.





Obr. 1.4.7 Váleček ve zvednuté poloze (foto z výkresu BKB Metal a.s.)

*9 - táhlo, 12 - konzola, 13 - hydraulický válec*

Po spuštění válečků a žlabů do spodní polohy zůstává trubka uložena na žlabu a poté je odebrána zvednutím odebírací páky do horní polohy viz. obr 1.4.1 . Po odkulení trubky z odebírací páky na rošt se odebírací páka spustí zpět do spodní polohy. Jestli je valník za rovnačkou volný, lze žlaby výškově ustavit dle průměru následující trubky. Tím je možno začít rovnání další požadované trubky. Valník je ovládán z kabiny rovnačky.

Valník za rovnačkou slouží k vyvezení bezešvých ocelových trubek, které prošly předcházejícími operacemi. Zvednuté žlaby zajišťují, aby se bezešvé trubky neohnuly při výstupu z rovnacího stroje. Válečky dopravují trubku dále po trati.

## 2 Návrh dvou alternativ řešení

Objektem řízení je u hydraulického pohonu hydromotor. Výstupními (řízenými) parametry u hydromotoru jsou:

- síla  $F$  (u přímočarého hydromotoru) nebo moment  $M$  (u rotačního a kyvného hydromotoru)
- směr pohybu
- rychlost pohybu  $v$  (u přímočarého hydromotoru) nebo otáčky  $n$ , případně úhlová rychlost  $\omega=2\pi n$  (u rotačního a kyvného hydromotoru)
- poloha výstupního členu  $s$  (u přímočarého hydromotoru) nebo úhel natočení  $\varphi$  (u rotačního a kyvného hydromotoru)
- případně i jiné parametry : průměr pístnice  $D$  a  $d$ , celkový zdvih přímočarých hydromotorů  $h$ , průtok na plnou plochu/mezikruží  $Q_1/Q_2$ , tlak v hydraulickém obvodu

### Typy řízení pohonů:

objemová řídicí technika

ventilová řídicí technika

### 2.1 Alternativa 1 - objemové řízení pohonu

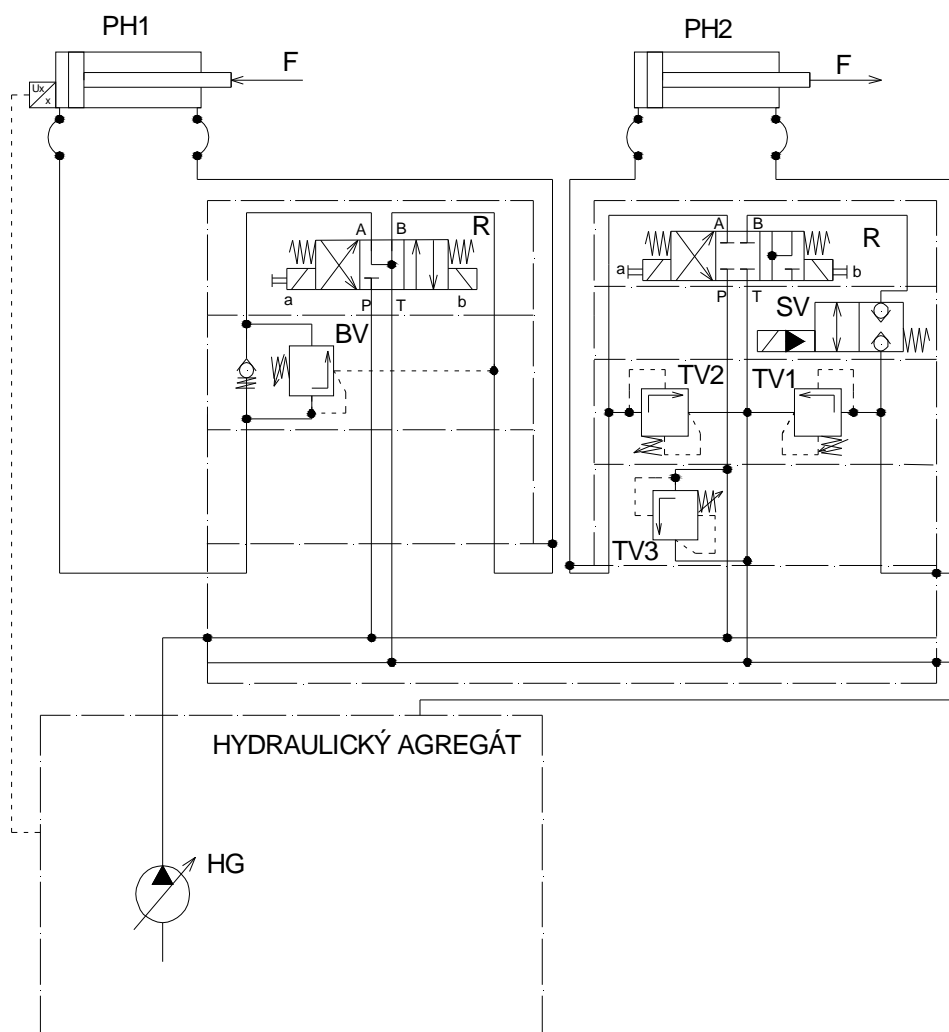
Princip tohoto způsobu řízení pohonu spočívá v řízení geometrického objemu  $V_G$  regulačního hydrogenerátoru. Při změnách zátěže na hydromotoru se v hydraulickém systému mění tlak v závislosti na okamžité velikosti zátěže, průtok však zůstává konstantní a je dán aktuálním nastavením geometrického objemu hydrogenerátoru.

V otevřených obvodech stacionárních strojů se tento způsob řízení používá pro vysokou celkovou účinnost systému (až 90%) a tím také malé nároky obvodu na teplotní stabilizaci obvodu.

Nevýhodou tohoto způsobu řízení oproti řízení ventily je nižší tuhost systému, když mezi hydromotorem a zdrojem tlakové energie je v mnoha případech dlouhé vedení. To zhoršuje nejen statickou přesnost řízení, ale zejména dynamické vlastnosti pohonu. Z toho důvodu je nutné pomalejší řízení pohybu. Další informace v lit. [4]

### Zvedání válečků

### Zvedání žlabů



Obr. 2.1.1 Schéma zvedání válečků a žlabů

*HG – hydrogenerátor, R – rozvaděč, BV – brzdící ventil, SV – sedlový ventil, TV1, TV2, TV3 – tlakový ventil, PH1, PH2 – přímočarý hydromotor*

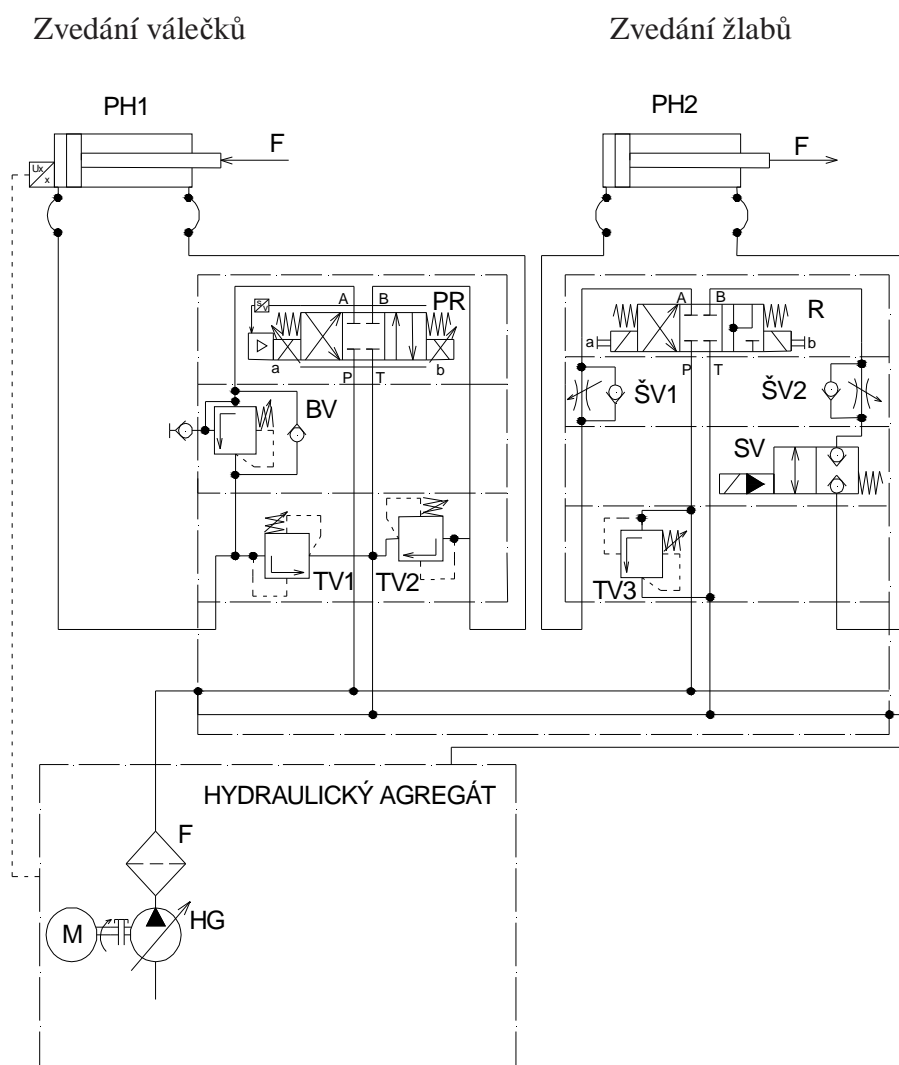
#### Popis obvodu:

Zvedání válečků - po přestavení rozvaděče R do polohy „b“ se přivede tlak přes jednosměrný ventil do hydromotoru PH1 – vysouvání pístnice. Po přestavení rozvaděče R do polohy „a“ se přivede tlak do hydromotoru PH2 – zasouvání pístnice, kterou zajišťuje brzdící ventil BV proti samovolnému spuštění.

Zvedání žlabů – přestaví-li se rozvaděč R do polohy „b“ přivede redukovaný tlak přes ventil TV2 – vysouvání pístnice. Po přestavení rozvaděče do polohy „a“, přivede se přes sepnutý sedlový ventil SV redukovaný tlak ventilem TV1 do hydromotoru PH2 – vysouvání pístnice.

## 2.2 Alternativa 2 - ventilové řízení pohonu

Mezi jeho výhody patří větší tuhost systému, vysoká tuhost pohonu, je-li proporciální rozvaděč v blízkosti hydromotoru, pak má systém velmi dobré dynamické chování. Možný součet obou funkcí-konstantní zdroj tlaku (při snížení rychlosti pohybu přímočarého hydromotoru). Relativně jednoduchá konstrukce hydrogenerátoru – nižší cena. Nevýhodou je vyšší energetická náročnost systému (nižší účinnost), nutná instalace chladicí jednotky s oběhovým čerpadlem. Další informace v lit. [4]



Obr. 2.2.1 Schéma zvedání válečků a žlabů

*HG – hydrogenerátor, PR – proporciální rozvaděč, BV – brzdící ventil, R – rozvaděč, ŠV1, ŠV2 – škrtkový jednosměrný ventil, SV – sedlový ventil, TV1, TV2, TV3 – tlakový ventil, PH1, PH2 – přímočarý hydromotor*

**Popis obvodu:**

Zvedání válečků – po přestavení proporciálního rozvaděče PR do polohy „b“ se přivádí redukováný tlak přes ventil TV1 do hydromotoru PH1 – vysouvání pístnice. Přestaví-li se proporciální rozvaděč PR do polohy „a“, přivede se redukováný tlak ventilem TV2 do hydromotoru PH1 – zasouvání pístnice, kterou zajišťuje brzdící ventil BV proti samovolnému spuštění.

Zvedání žlabů – po přestavení rozvaděče R do polohy „b“ se přivede tlak přes škrtkící ventil ŠV1 do hydromotoru PH2 – vysouvání pístnice. Po přestavení rozvaděče R do polohy „a“ a přestavení sedlového ventilu SV se přivede tlak přes škrtkící ventil ŠV2 do hydromotoru PH2 – zasouvání pístnice.

**ZÁVĚR:**

Volím ventilové řízení především z důvodu větší tuhosti systému, která je potřebná ve výrobní hale, kde jsou větší vzdálenosti vedení. Ovládání tohoto systému je rychlejší a oproti objemovému řízení v praxi častěji využíváno. Ventilové řízení vyniká snadnějším systémem řízení.

### **3 Návrh a výpočet parametrů hydraulického pohonu v ustáleném stavu**

Zadáno:

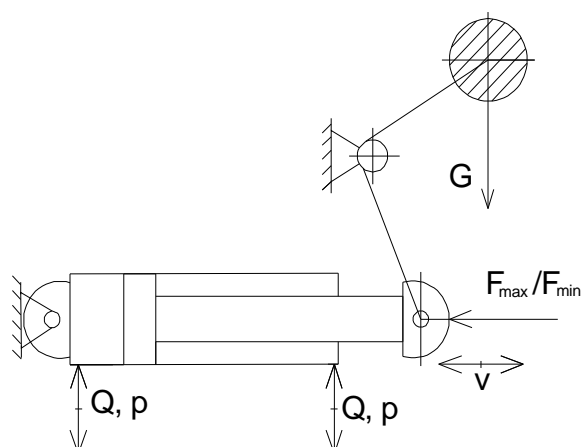
Maximální síla do osy přímočarého hydromotoru:  $F_{\max} = 80000 \text{ N}$

Minimální síla do osy přímočarého hydromotoru:  $F_{\min} = 20000 \text{ N}$

Maximální provozní rychlost vysouvání/zasouvání pístnice hydromotoru  $v_{vz} = 0,15 \text{ m s}^{-1}$

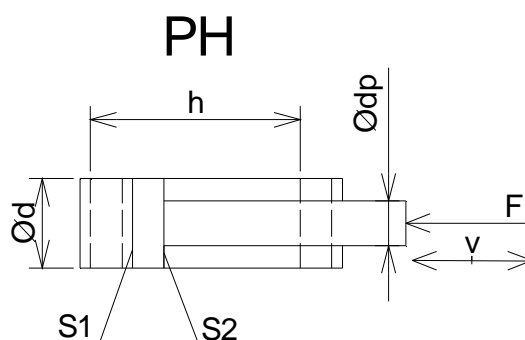
Celkový zdvih hydromotoru:  $h = 0,5 \text{ m}$

### 3.1 Výpočet obvodu zdvihu válečků valníku



Obr. 3.1.1 Kinematické schéma mechanismu válečků

Předběžný výpočet parametrů přímočarého hydromotoru.



Obr. 3.1.2 Schéma hydromotoru

- volím maximální pracovní tlak v prostoru hydromotoru  $p = 14 \cdot 10^6 \text{ Pa}$
- mechanická účinnost přímočarého hydromotoru  $\eta_m = 0,95$
- maximální pracovní tlaková síla do osy pístnice přímočarého hydromotoru

$$F_{\max} = 80000 \text{ N}$$

- průměr válce

$$d = \sqrt{\frac{4 \cdot F_{\max}}{\pi \cdot p \cdot \eta_m}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 80000}{\pi \cdot 14 \cdot 10^6 \cdot 0,95}} = 0,0875 \text{ m} \quad (3.1.1)$$

volím přímočarý hydromotor:  $\phi 100/\phi 70-500 \text{ mm}$  od firmy Atos, typ CK-100/70\*0500-S 0 1

- plocha pístu

$$S_1 = \frac{\pi \cdot d^2}{4} = \frac{\pi \cdot 0,1^2}{4} = 7,85 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (3.1.2)$$

- plocha mezikruží

$$S_2 = \frac{\pi}{4} \cdot (d^2 - d_p^2) = \frac{\pi}{4} \cdot (0,1^2 - 0,07^2) = 4 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (3.1.3)$$

- poměr funkčních ploch přímočarého hydromotoru

$$i = \frac{S_1}{S_2} = \frac{7,85 \cdot 10^{-3}}{4 \cdot 10^{-3}} = 1,96 \quad (3.1.4)$$

- zdvihový objem

$$V_1 = S_1 \cdot h = 7,85 \cdot 10^{-3} \cdot 0,5 = 3,93 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \quad (3.1.5)$$

$$V_2 = S_2 \cdot h = 4 \cdot 10^{-3} \cdot 0,5 = 2 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \quad (3.1.6)$$

a) Návrh proporciálního rozvaděče  
průtoky hydromotorem

- vysouvání pístnice

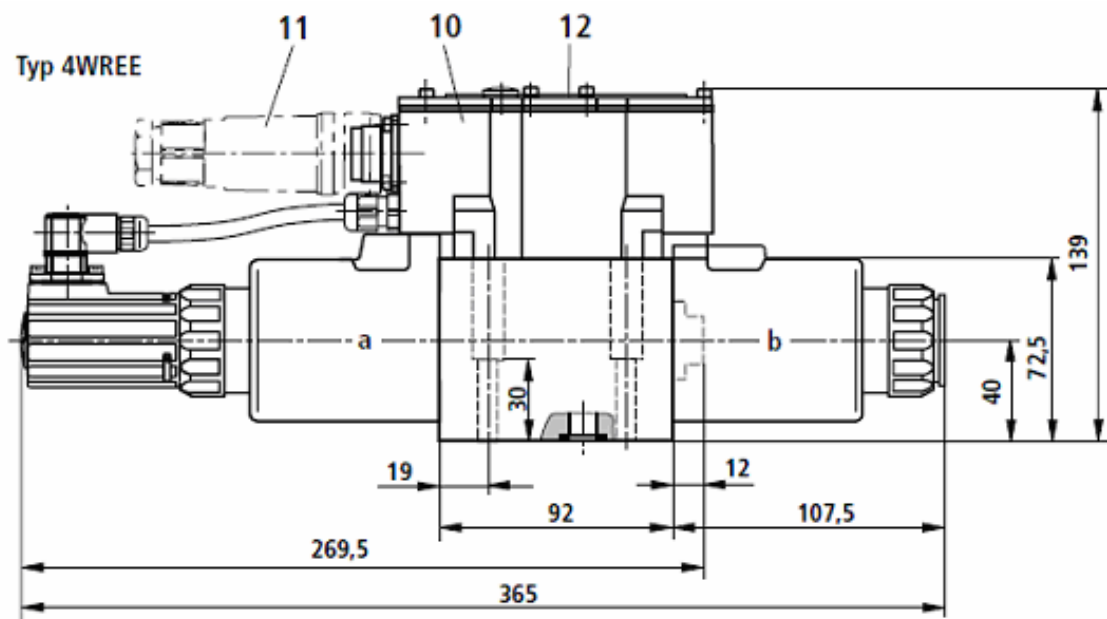
$$Q_1 = S_1 \cdot v_v = 7,85 \cdot 10^{-3} \cdot 0,15 = 1,18 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 70,8 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (3.1.7)$$

- zasouvání pístnice

$$Q_2 = S_2 \cdot v_z = 4 \cdot 10^{-3} \cdot 0,15 = 0,6 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \text{ s}^{-1} = 36 \text{ dm}^3 \cdot \text{min}^{-1} \quad (3.1.8)$$

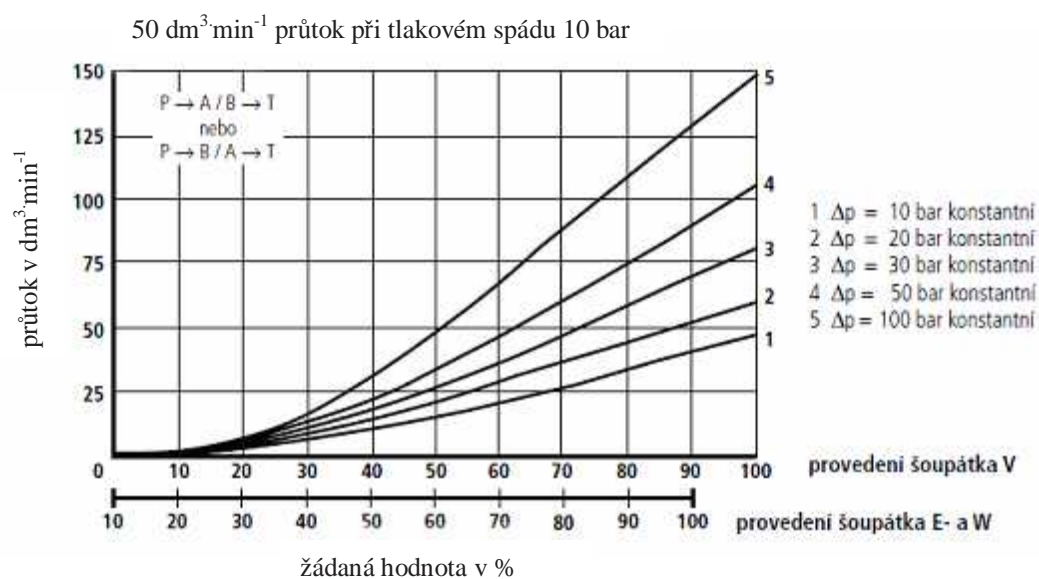
Volím  $\Delta p_{pr} = 3 \cdot 10^6 \text{ Pa}$  ,  $I / I_{\max} = 90\%$

Volím proporciální rozváděč od firmy Rexroth, typ 4WREE 10 E1 50 2X/G24



Obr. 3.1.3 Proporciální rozvaděč typ 4WREE 10 E1 50 2X/G24

10 – integrovaná řídicí elektronika, 11 – konektory, 12 – typový štítek



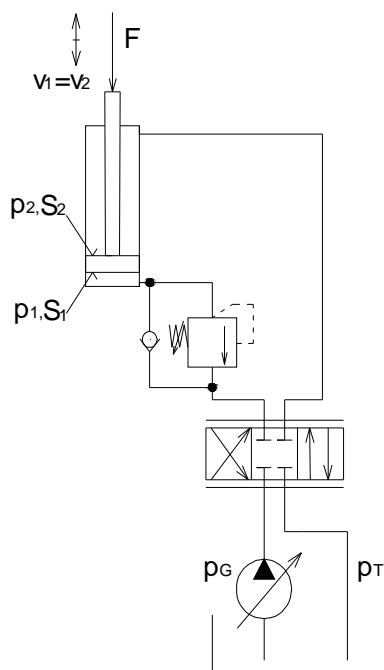
Obr. 3.1.3 Průtoková charakteristika

a) Tlakové poměry v obvodu při zvedání idealizovaný výpočet bez uvažování tlakových ztrát v hydraulickém obvodu.

Volím  $p_G = 21 \cdot 10^6$  Pa z důvodu předběžného výpočtu válečků, kde jsem zjistila, že potřebný tlak na hydrogenerátoru pro zvedání válečků je  $p_G = 12,5 \cdot 10^6$  Pa, ale při tomto



tlaku by se žlaby nezvedly, jelikož potřebují  $p_G = 20 \cdot 10^6$  Pa – oba systémy mají společný hydrogenerátor, proto u zvedání válečků budou použity redukční ventily pro snížení tlaku.



Obr. 3.1.4 Schéma pro výpočet tlakových ztrát

$$p_2 = 1,5 \cdot 10^6 \text{ Pa}, \quad p_T = 0 \text{ Pa}$$

- Rovnice silové rovnováhy

$$p_1 \cdot S_1 = p_2 \cdot S_2 + F \quad (3.1.9)$$

$$p_1 = \frac{p_2}{i} + \frac{F}{S_1}$$

$$p_G - \Delta p_1 = \frac{\Delta p_2 + p_T}{i} + \frac{F}{S_1}$$

$$p_G - i^2 \cdot \Delta p_2 = \frac{\Delta p_2 + p_T}{i} + \frac{F}{S_1}$$

$$-i^3 \cdot \Delta p_2 - \Delta p_2 = -p_G \cdot i + p_T + \frac{F}{S_1} \cdot i$$

$$\Delta p_2 \cdot (i^3 + 1) = p_G \cdot i - p_T - \frac{F}{S_1} \cdot i$$

$$\Delta p_2 = \frac{p_G \cdot i - p_T - \frac{F}{S_1} \cdot i}{1 + i^3} = \frac{21 \cdot 10^6 \cdot 1,96 - 0 - \frac{80000}{7,85 \cdot 10^{-3}} \cdot 1,96}{1 + 1,96^3} = 2,48 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_1 = i^2 \cdot \Delta p_2 = 1,96^2 \cdot 2,48 \cdot 10^6 = 9,53 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (3.1.10)$$

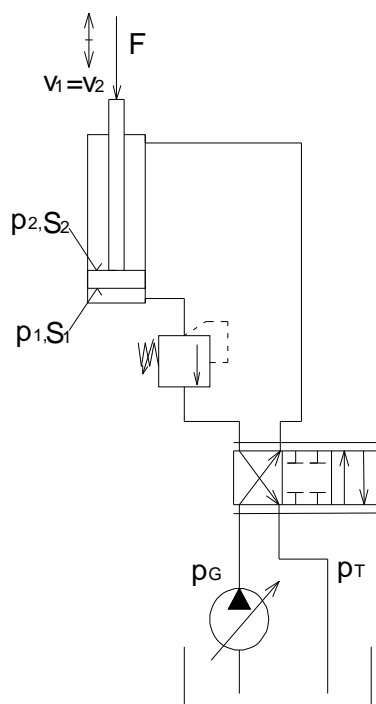
$$\Delta p_c = \Delta p_1 + \Delta p_2 = 2,48 \cdot 10^6 + 9,53 \cdot 10^6 = 12 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (3.1.11)$$

$$p_1 = p_G - \Delta p_1 = 21 \cdot 10^6 - 9,53 \cdot 10^6 = 11,47 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (3.1.12)$$

$$p_2 = \Delta p_2 + p_T = 2,48 \cdot 10^6 + 0 = 2,48 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (3.1.13)$$

Volím tlak na pojistném ventilu  $p_p = 12 \text{ MPa}$  – snižuje  $\Delta p$  na proporciálním ventilu a zároveň složí jako zámek ve statickém stavu zařízení, tím ja zajištěno, že břemeno nebude sjíždět směrem k základní poloze.

b) Tlakové poměry při spouštění zátěže



Obr. 3.1.5 Schéma pro výpočet tlakových ztrát

Nastavení

$$p_p > p_1 = \frac{F_{\max}}{S_1} = \frac{80000}{7,85 \cdot 10^{-3}} = 10,19 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (3.1.14)$$

$$p_2 = 0$$

$$\Delta p_{M1} = 10,19 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

- Rovnice silové rovnováhy

$$p_1 \cdot S_1 = p_2 \cdot S_2 + F \quad (3.1.15)$$

$$p_1 = \frac{p_2}{i} + \frac{F}{S_1}$$

$$\Delta p_1 + p_T + p_p = \frac{p_G - \Delta p_2}{i} + \frac{F}{S_1}$$

$$i^2 \cdot \Delta p_2 + p_T + p_p = \frac{p_G - \Delta p_2}{i} + \frac{F}{S_1}$$

$$(i^3 + 1) \cdot \Delta p_2 = -i \cdot p_T - i \cdot p_p + p_G + \frac{F}{S_1} \cdot i$$

$$\Delta p_2 = \frac{p_G - i \cdot p_T - i \cdot p_p + \frac{F}{S_1} \cdot i}{1 + i^3}$$

$$F = F_{\max} = 80000 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_2 = \frac{21 \cdot 10^6 - 1,96 \cdot 0 - 1,96 \cdot 12 \cdot 10^6 + \frac{80000}{7,85 \cdot 10^{-3}} \cdot 1,96}{1 + 1,96^3} = 2,04 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_1 = i^2 \cdot \Delta p_2 = 1,96^2 \cdot 2,04 \cdot 10^6 = 7,84 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (3.1.16)$$

$$\Delta p_c = \Delta p_1 + \Delta p_2 = 2,04 \cdot 10^6 + 7,84 \cdot 10^6 = 9,88 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (3.1.17)$$

$$p_1 = p_T + \Delta p_1 + p_p = 0 + 7,84 \cdot 10^6 + 12 \cdot 10^6 = 19,84 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (3.1.18)$$

$$p_2 = p_G - \Delta p_2 = 21 \cdot 10^6 - 2,04 \cdot 10^6 = 18,96 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (3.1.19)$$

$$F = F_{\min} = 20000 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_2 = \frac{21 \cdot 10^6 - 1,96 \cdot 0 - 1,96 \cdot 12 \cdot 10^6 + \frac{20000}{7,85 \cdot 10^{-3}} \cdot 1,96}{1 + 1,96^3} = 0,29 \cdot 10^6 \text{ Pa}$$

$$\Delta p_1 = i^2 \cdot \Delta p_2 = 1,96^2 \cdot 0,29 \cdot 10^6 = 1,11 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (3.1.20)$$

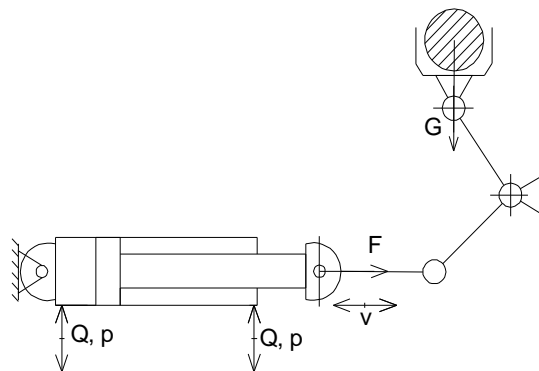
$$\Delta p_c = \Delta p_1 + \Delta p_2 = 0,29 \cdot 10^6 + 1,11 \cdot 10^6 = 1,4 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (3.1.21)$$

$$p_1 = p_T + \Delta p_1 + p_p = 0 + 1,11 \cdot 10^6 + 12 \cdot 10^6 = 13,11 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (3.1.22)$$

$$p_2 = p_G - \Delta p_2 = 21 \cdot 10^6 - 0,29 \cdot 10^6 = 20,71 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (3.1.23)$$

### 3.2 Výpočet obvodu zdvihu žlabů

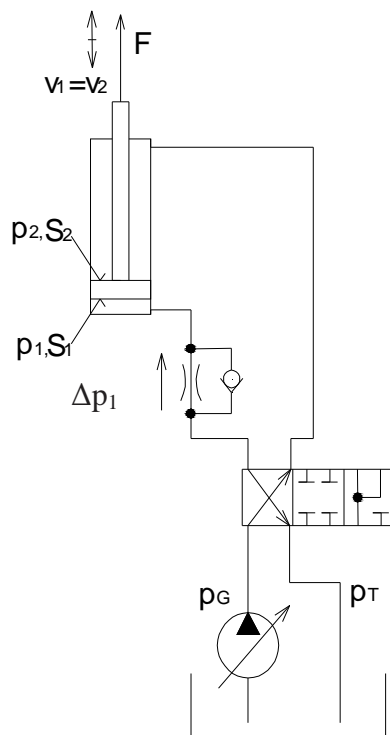
Zadávací parametry jsou totožné s parametry pohonu válečků, volím stejný hydromotor.



Obr. 3.2.1 Kinematické schéma mechanismu žlabů

a) Tlakové poměry při zvedání zátěže

Síla hydromotoru působí v negativním smyslu – použití tzv.diferenciálního zapojení rozváděče.



Obr. 3.2.2 Schéma pro výpočet tlakový ztrát

- Rovnice silové rovnováhy

$$p_1 \cdot S_1 = p_2 \cdot S_2 - F \quad (3.2.1)$$

$$p_1 = \frac{p_2}{i} - \frac{F}{S_1}$$

$$p_1 = \frac{p_G}{i} - \frac{F}{S_1} = \frac{21 \cdot 10^6}{1,96} - \frac{80000}{7,85 \cdot 10^{-3}} = 0,52 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (3.2.2)$$

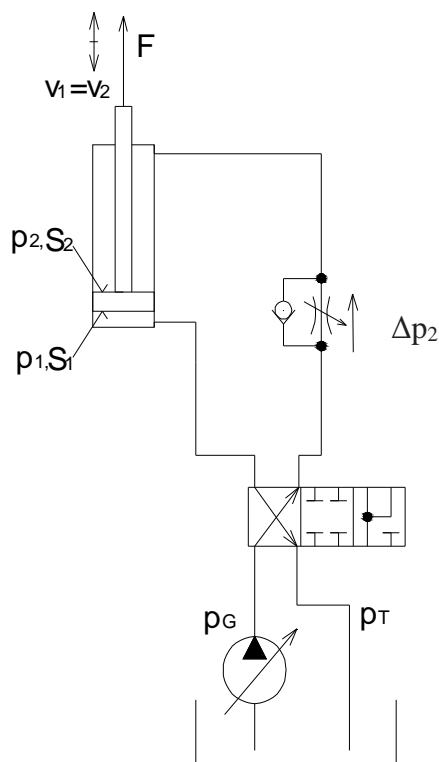
$$\Delta p_1 = p_G - p_1 = 21 \cdot 10^6 - 0,52 \cdot 10^6 = 20,48 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (3.2.3)$$

průtok z hydrogenerátoru

$$Q_g = Q_1 - Q_2 \quad (3.2.4)$$

$$Q_g = Q_1 - \frac{Q_1}{i} = \frac{i \cdot Q_1 - Q_1}{i} = \frac{Q_1 \cdot (i - 1)}{i} = \frac{1,18 \cdot 10^{-3} \cdot (1,96 - 1)}{1,96} = 0,578 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

b) Tlakové poměry při spouštění zátěže



Obr. 3.2.3 Schéma pro výpočet tlakových ztrát

- Rovnice silové rovnováhy

$$F = F_{\max} = 80000 \text{ Pa}$$

$$p_1 \cdot S_1 = p_2 \cdot S_2 - F \quad (3.2.4)$$

$$p_1 = \frac{p_2}{i} - \frac{F}{S_1} \quad (3.2.5)$$

$$p_1 = p_T = \frac{p_2}{i} - \frac{F_{\max}}{S_1}$$

$$p_2 = p_T \cdot i + \frac{F_{\max}}{S_1} \cdot i = 0 \cdot 1,96 + \frac{80000}{7,85 \cdot 10^{-3}} \cdot 1,96 = 19,98 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (3.2.6)$$

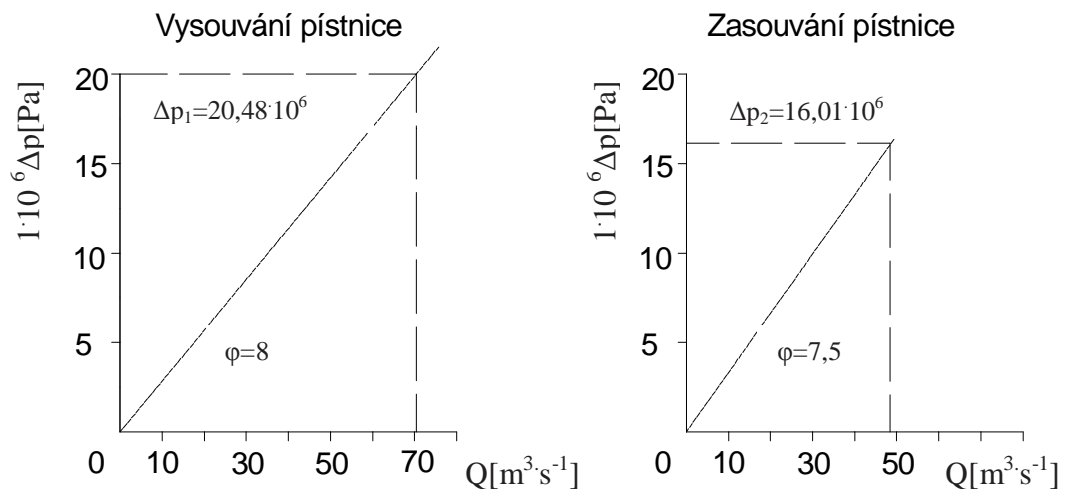
$$\Delta p_2 = p_G - p_2 = 21 \cdot 10^6 - 19,98 \cdot 10^6 = 1,02 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (3.2.7)$$

$$F = F_{\min} = 20000 \text{ Pa}$$

$$p_2 = p_T \cdot i + \frac{F_{\max}}{S_1} \cdot i = 0 \cdot 1,96 + \frac{20000}{7,85 \cdot 10^{-3}} \cdot 1,96 = 4,99 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (3.2.8)$$

$$\Delta p_2 = p_G - p_2 = 21 \cdot 10^6 - 4,99 \cdot 10^6 = 16,01 \cdot 10^6 \text{ Pa} \quad (3.2.9)$$

Volím škrtící ventil typ Z2FS 6 -4x/2QV od firmy Bosch Rexroth.



Obr. 3.2.4 Statická průtoková charakteristika škrtícího ventilu

### 3.3 Výpočet pohonné jednotky

Pro oba pohony je potřebné zajistit tlak  $p_G = 21 \text{ MPa}$ . Protože oba pohony nejedou současně je maximální potřebný průtok  $Q_{\max} = Q_1 = 1,18 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

Volím axiální pístový hydrogenerátor s regulací na konstantní tlak typ: PVPCX 2E-C-4 073/31044/1D, 31 044-kód pomocného lamelového hydrogenerátoru oběhová filtrace

$$Q_{2g} = 0,001 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}, \eta_o = 0,97, n_m = 24,33 \text{ s}^{-1}, V_{g \max} = 73 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot \text{ot}^{-1}$$

$$Q_{1g \max} = V_{g \max} \cdot n_m \cdot \eta_o = 73 \cdot 10^{-6} \cdot 24,33 \cdot 0,97 = 1,722 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.3.1)$$

Pomocí regulačního šroubu na regulačním válci naklopení desky HG lze omezit  $V_{g \max}$ .

Potřebný průtok je pouze  $1,18 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$ , HG se seřídí na hodnotu  $V_{g \max 1}$

$$V_{g \max 1} = 1,1 \cdot \frac{Q_1}{Q_{1g \max}} \cdot V_{g \max} = 1,1 \cdot \frac{1,18 \cdot 10^{-3}}{1,722 \cdot 10^{-3}} \cdot 73 \cdot 10^{-6} = 55,025 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot \text{ot}^{-1} \quad (3.3.2)$$

- průtok při  $55,025 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot \text{ot}^{-1}$

$$Q_{g \max} = V_{g \max 1} \cdot n_m \cdot \eta_o = 55,025 \cdot 10^{-6} \cdot 24,33 \cdot 0,97 = 1,299 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.3.3)$$

$$Q_{g \max} = 1,299 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} > Q_1 = 1,18 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$$

- výkon pohonné jednotky

$\eta = 0,97$ ,  $p_o = 1 \text{ MPa}$  – tlak v hydraulickém obvodu filtrace a stabilizace

$$P_1 = \frac{Q_{g \max} \cdot p_G}{\eta} = \frac{1,299 \cdot 10^{-3} \cdot 21 \cdot 10^6}{0,8} = 34099 \text{ W} \quad (3.3.4)$$

$$P_2 = \frac{Q_{2g} \cdot p_o}{\eta} = \frac{0,001 \cdot 1 \cdot 10^6}{0,8} = 1250 \text{ W} \quad (3.3.5)$$

$$P_c = P_1 + P_2 = 34099 + 1250 = 35349 \text{ W} \quad (3.3.6)$$

Volím asynchronní čtyřpólový elektromotor MEZ Siemens o výkonu  $P = 37000 \text{ W}$  typ 1LG6 220-4AA6x



- velikost nádrže - z empirického vztahu pro stacionární hydraulické pohony platí

$$V_n \cong (3 \div 4) \cdot Q_{g \max} = (3 \div 4) \cdot 1,299 = 3,897 \div 5,196 \text{ m}^3 \quad (3.3.7)$$

Volím nádrž o standardním objemu  $V_n \cong 400 \text{ dm}^3$  typ WN400-2RO-6EA SB

### 3.4 Výpočet oteplování hydraulického obvodu

Doba pracovního cyklu  $T_c = 5 \text{ min} = 300 \text{ s}$  – průměrná doba průchodu vývalku výrobní linkou. Stanovení středního výkonu, který je ekvivalentní teplému toku  $\Phi$ , který ohřívá hydraulický obvod.

- Ztrátový výkon na HG

$$Q_{g1\min} = Q_{g1\max} \cdot 0,03 = 1,722 \cdot 10^{-3} \cdot 0,03 = 51,66 \cdot 10^{-6} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.4.1)$$

$$P_{z11} = Q_{g1\min} \cdot p_G = 51,66 \cdot 10^{-6} \cdot 21 \cdot 10^6 = 1085 \text{ W} \quad (3.4.2)$$

$$P_{z22} = Q_{g2} \cdot p_o = 0,001 \cdot 1 \cdot 10^6 = 1000 \text{ W} \quad (3.4.3)$$

$$P_1 = P_{z11} + P_{z22} = 1085 + 1000 = 2085 \text{ W} \quad (3.4.4)$$

- ztrátový výkon při zvedání/spouštění válečků

$$P_{z2z} = \Delta p_{1c} \cdot Q_1 = 12 \cdot 10^6 \cdot 1,18 \cdot 10^{-3} = 14160 \text{ W} \quad (3.4.5)$$

$$P_{z2s} = \Delta p_{zc} \cdot Q_2 = 9,88 \cdot 10^6 \cdot 0,6 \cdot 10^{-3} = 5928 \text{ W} \quad (3.4.6)$$

- celkový ztrátový výkon při realizaci pohybů válečků

$$P_2 = P_{z2z} + P_{z2s} = 14160 + 5928 = 20088 \text{ W} \quad (3.4.7)$$

- čas zdvihu/spouštění válečků

$$t_2 = \frac{h}{v} = \frac{0,5}{0,15} = 3,3 \text{ s} = 3,3 \cdot 2 = 6,6 \text{ s} \quad (3.4.8)$$

- ztrátový výkon při zvedání/spouštění žlabů

$$P_{z3z} = \Delta p_1 \cdot Q_1 = 20,48 \cdot 10^6 \cdot 1,18 \cdot 10^{-3} = 24166,4 \text{ W} \quad (3.4.9)$$

$$P_{z3s} = \Delta p_2 \cdot Q_2 = 16,01 \cdot 10^6 \cdot 0,6 \cdot 10^{-3} = 9606 \text{ W} \quad (3.4.10)$$

- celkový ztrátový výkon při realizaci pohybů žlabů

$$P_3 = P_{z3z} + P_{z3s} = 24166,4 + 9606 = 33772 \text{ W} \quad (3.4.11)$$

- čas zdvihu/spouštění žlabů

$$t_3 = \frac{h}{v} = \frac{0,5}{0,15} = 3,3 \text{ s} \quad (3.4.12)$$

- střední ztrátový výkon

$$P_{zstř.teor.} = \frac{\sum_{i=1}^n P_i \cdot t_i}{T_c} \quad (3.4.13)$$

$$P_{zstř.teor.} = \frac{P_{z1} \cdot t_1 + P_2 \cdot t_2 \cdot 2 + P_3 \cdot t_3 \cdot 2}{T_c}$$

$$P_{zstř.teor.} = \frac{2085 \cdot 300 + 20088 \cdot 3,3 \cdot 2 + 33772 \cdot 3,3 \cdot 2}{300} = 3270 \text{ W}$$

Jelikož ve výpočtu nebyly zahrnuty tlakové ztráty na hydraulických prvcích a ztráty třením v potrubí, musíme počítat, že skutečný ztrátový výkon bude vyšší. Vliv výkonových ztrát v potrubí a na hydraulických prvcích bude činit přibližně  $\Delta P_z = 2200 \text{ W}$

- skutečný ztrátový výkon

$$P_{zstř} = P_{zstř.teor} + \Delta p_z = 3270 + 2200 = 5470 \text{ W} \quad (3.4.14)$$

- Celková účinnost energetického přenosu

$$\eta_c = 1 - \frac{P_{zstř}}{P_c} = 1 - \frac{5470}{37000} = 0,85 \quad (3.4.15)$$

$$\text{v \% } \eta_c = 85 \%$$

Tento výsledek neodpovídá všeobecnému údaji, že tyto obvody dosahují účinnosti 40÷50 %. Disproporce je způsobena malou četností pracovních funkcí v daném časovém úseku.

Jelikož je relativně krátký potrubní rozvod, tepelný tok bude odveden povrchem nádrže.

- teplosměnná plocha

$$S_n = 0,8 \cdot (2 \cdot a \cdot c + 2 \cdot b \cdot c + 2 \cdot c \cdot b) = 1,6 \cdot (a \cdot c + b \cdot c + a \cdot b) \quad (3.4.16)$$

$$S_n = 1,6 \cdot (1,510 \cdot 0,735 + 0,402 \cdot 0,735 + 1,510 \cdot 0,402) = 3,22 \text{ m}^2$$

$S_n$  - teplosměnná plocha nádrže

$k$  - součinitel prostupu tepla, pro málo větrané prostředí  $k = 10 \text{ J kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

$\Delta t$  - rozdíl teplot max. pracovní kapaliny a max. teploty okolního prostředí

$$\Delta t = t_k - t_o = 60 - 30 = 30^\circ \text{C} \quad (3.4.17)$$

- tepelný tok

$$\phi_n = S_n \cdot k \cdot \Delta t = 3,22 \cdot 10 \cdot 30 = 966 \text{ W} = 1000 \text{ W} \quad (3.4.18)$$

Hydraulická nádrž odvede 1000 W ztrátového výkonu.

- tepelný tok – chladič

$$\phi_{ch} = \phi - \phi_n = 5000 - 1000 = 4000 \text{ W} \quad (3.4.19)$$

Z tohoto výpočtu vyplývá, že musíme do hydraulického obvodu zařadit chladič.

Volím chladič vzduch/olej LAC 023 6 A 50 000-D0 od firmy Olaer

průtok chladičem  $Q_{g2} = 0,001 \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

ztrátový výkon  $P_z = 4000 \text{ W}$

vstupní teplo oleje  $t_o = 50^\circ \text{C}$

vstupní teplota vzduchu (maximální)  $t_v = 40^\circ \text{C}$

výpočet dle metodiky Bosch-Rexroth – katalog AB-E32-08

- snížení teploty při průchodu chladičem

$$\Delta t_{olej} = \frac{36 \cdot \phi_{ch}}{Q_{g2}} = \frac{36 \cdot 4000}{0,001} = 144 \cdot 10^6 \text{ K} \quad (3.4.20)$$

- specifický výkon odvedený chladičem

$$\Phi_{spec} = \frac{\phi_{ch}}{t_o - t_v} = \frac{4000}{50 - 40} = 400 \text{ W} \cdot \text{K}^{-1} \quad (3.4.21)$$

- časová konstanta oteplení hydraulického obvodu

$$T_o = \frac{c_k \cdot m_k + c_o \cdot m_o}{k \cdot S_n} = \frac{460 \cdot 500 + 1800 \cdot 250}{10 \cdot 3,22} = 21118 \text{ s} \quad (3.4.22)$$

specifické teplo pracovní kapaliny  $c_o = 1800 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

hmotnost pracovního média  $m_o = 250 \text{ kg}$

specifické teplo kovových částí hydraulického obvodu  $c_k = 460 \text{ J} \cdot \text{kg}^{-1} \cdot \text{K}^{-1}$

hmotnost kovových částí hydraulického obvodu  $m_k = 500 \text{ kg}$

max. teplota okolního prostředí  $t_o = 30 \text{ }^\circ\text{C}$

- ustálená hodnota oleje pro  $\tau$  -předpoklad nepřetržitý provoz

$$t_u = t_o + \frac{\phi}{k \cdot S_n} = 30 + \frac{5000}{10 \cdot 3,22} = 185 \text{ }^\circ\text{C} \quad (3.4.23)$$

- návrh světlosti potrubí

tlakové potrubí  $v_{pt} \leq 5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

sací potrubí  $v_{ps} \leq 0,7 \div 1,5 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

zpětné potrubí  $v_{pz} \leq 3 \div 4 \text{ m}\cdot\text{s}^{-1}$

- pro tlakové potrubí

$$S_{pt} = \frac{Q}{v_{pt}} = \frac{1,18 \cdot 10^{-3}}{5} = 0,236 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (3.4.24)$$

$$d_{pt} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{pt}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,236 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 0,0173 \text{ m} \quad (3.4.25)$$

volím průměr tlakového potrubí  $d_{pt} = 18 \cdot 10^{-3} \text{ m}$  DIN 2391 R22x2 od firmy Parker

- pro sací potrubí

$$S_{ps} = \frac{Q}{v_{ps}} = \frac{1,18 \cdot 10^{-3}}{1} = 1,18 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (3.4.26)$$

$$d_{ps} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{ps}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 1,18 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 0,0388 \text{ m} \quad (3.4.27)$$

volím průměr sacího potrubí  $d_{ps} = 40 \cdot 10^{-3} \text{ m}$  DIN 2391 R38x3 od firmy Parker

- pro zpětné potrubí

$$S_{pz} = \frac{Q}{v_{pz}} = \frac{1,18 \cdot 10^{-3}}{4} = 0,295 \cdot 10^{-3} \text{ m}^2 \quad (3.4.28)$$

$$d_{pz} = \sqrt{\frac{4 \cdot S_{pz}}{\pi}} = \sqrt{\frac{4 \cdot 0,295 \cdot 10^{-3}}{\pi}} = 0,0194 \text{ m} \quad (3.4.29)$$

volím průměr zpětného potrubí  $d_{pz} = 20 \cdot 10^{-3} \text{ m}$  DIN 2391 R25x3 od firmy Parker

- skutečná rychlost v tlakovém potrubí

$$v_{st} = \frac{\frac{Q}{\pi \cdot d_{pt}^2}}{4} = \frac{\frac{1,18 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot (18 \cdot 10^{-3})^2}}{4} = 4,6 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.4.30)$$

- skutečná rychlost v sacím potrubí

$$v_{st} = \frac{\frac{Q}{\pi \cdot d_{ps}^2}}{4} = \frac{\frac{1,18 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot (40 \cdot 10^{-3})^2}}{4} = 0,939 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.4.31)$$

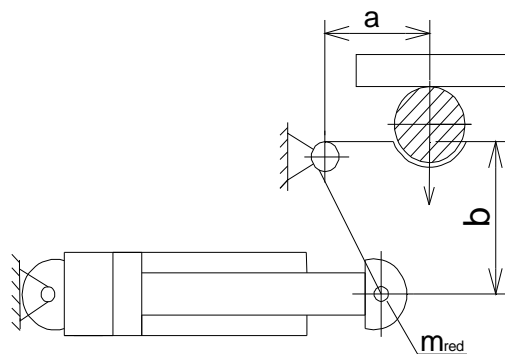
- skutečná rychlost ve zpětném potrubí

$$v_{st} = \frac{\frac{Q}{\pi \cdot d_{pz}^2}}{4} = \frac{\frac{1,18 \cdot 10^{-3}}{\pi \cdot (20 \cdot 10^{-3})^2}}{4} = 3,7 \text{ m} \cdot \text{s}^{-1} \quad (3.4.32)$$

### 3.5 Dynamika hydromotoru

- Tuhost pro předepjatý hydraulický systém

$$C = \frac{S_1^2 \cdot E_o}{V_{p1} + S_1 \cdot x} + \frac{S_2^2 \cdot E_{ol}}{V_{p2} + S_2 \cdot (h - x)} \quad (3.5.1)$$



Obr. 3.5.1 Schéma pohonu válečků

pro  $x=0$

$$C_{1\max} = \frac{S_1^2 \cdot E_{ol}}{V_{p1} + 0} + \frac{S_2^2 \cdot E_{ol}}{V_{p2} + S_2 \cdot h} = \frac{0,007854^2 \cdot 1,4 \cdot 10^9}{2 \cdot 10^{-3}} + \frac{0,005391 \cdot 1,4 \cdot 10^9}{2 \cdot 10^{-3} \cdot 0,5} \quad (3.5.2)$$

$$C_{1\max} = 5,18 \cdot 10^7 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$$

pro  $x=h$

$$C_{2\max} = \frac{S_1^2 \cdot E_{ol}}{V_{p1} + S_1 \cdot h} + \frac{S_2^2 \cdot E_{ol}}{V_{p2}} \quad (3.5.3)$$

$$C_{2\max} = \frac{0,007854^2 \cdot 1,4 \cdot 10^9}{2 \cdot 10^{-3} + 0,007854 \cdot 0,5} + \frac{0,005391^2 \cdot 1,4 \cdot 10^9}{2 \cdot 10^{-3}}$$

$$C_{2\max} = 3,49 \cdot 10^7 \text{ N}\cdot\text{m}^{-1}$$

$x_{\min}$  se vypočítá derivací obecného vzorce pro C

$$x = x_{\min} = \frac{\frac{S_2 \cdot h}{\sqrt{S_2^3}} + \frac{V_{p2}}{\sqrt{S_2^3}} - \frac{V_{p1}}{\sqrt{S_1^3}}}{\frac{1}{\sqrt{S_1}} + \frac{1}{\sqrt{S_2}}} \quad (3.5.4)$$



$$x = x_{\min} = \frac{\frac{0,005391 \cdot 0,5}{\sqrt{0,005391^3}} + \frac{0,002}{\sqrt{0,005391^3}} - \frac{0,002}{\sqrt{0,007854^3}}}{\frac{1}{\sqrt{0,07854}} + \frac{1}{\sqrt{0,005391}}} = 0,36 \text{ m}$$

Hydraulicko-mechanický systém vyhovuje, nejmenší tuhost při vysunutí pístnice je  $x_{\min} = 0,36 \text{ m}$

pro  $x = x_{\min}$

$$C_{\min} = \frac{S_1^2 \cdot E_{ol}}{V_{p1} + S_1 \cdot x_{\min}} + \frac{S_2^2 \cdot E_{ol}}{V_{p2} + S_2 \cdot (h - x_{\min})} \quad (3.5.5)$$

$$C_{\min} = \frac{0,007854^2 \cdot 1,4 \cdot 10^9}{2 \cdot 10^{-3} + 0,007854 \cdot 0,36} + \frac{0,005391^2 \cdot 1,4 \cdot 10^9}{2 \cdot 10^{-3} + 0,005391 \cdot (0,5 - 0,36)}$$

$$C_{\min} = 3,27 \cdot 10^7 \text{ N} \cdot \text{m}^{-1}$$

- frekvence namáhání

$$f_{1\max} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{C_{1\max}}{m_{red}}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{5,18 \cdot 10^7}{2500}} = 22,9 \text{ Hz} \quad (3.5.6)$$

$$f_{2\max} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{C_{2\max}}{m_{red}}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{3,49 \cdot 10^7}{2500}} = 18,8 \text{ Hz} \quad (3.5.7)$$

$$f_{\min} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{C_{\min}}{m_{red}}} = \frac{1}{2\pi} \cdot \sqrt{\frac{3,27 \cdot 10^7}{2500}} = 18,2 \text{ Hz} \quad (3.5.8)$$

Z teorie regulace hydraulický pohonů vyplývá, že namáhání uskutečnitelné vlastní frekvence systému leží v  $1/3 f_{\min}$ .

$$\omega_r = \frac{1}{3} \cdot f_{\min} \cdot 2 \cdot \pi = \frac{1}{3} \cdot 18,2 \cdot 2 \cdot \pi = 38,1 \text{ s}^{-1} \quad (3.5.9)$$

- časová konstanta přechodového děje rozběh/brždění

$$T_{r,b} = \frac{1}{\omega_r} = \frac{1}{38,1} 0,026 \text{ s} \quad (3.5.10)$$

Rozběhový/brzdový čas se volí jako 4÷5-ti násobek časové konstanty.

$$t_{r,b} = (4 \div 5) \cdot T_{r,b} = (4 \div 5) \cdot 0,026 = 0,105 \div 0,131 \text{ s} \quad (3.5.11)$$

Volím  $t_{r,b} = 0,2 \text{ s}$

- Skutečná minimální frekvence

Ve skutečnosti bude vlastní frekvence hydraulického obvodu nižší – vliv ocelové konstrukce zařízení.

$f_m \cong 15 \text{ Hz}$  vlastní frekvence mechanické konstrukce stroje – údaj řešitele zařízení BKB Metal a.s.

$$f_{\min, skut} = \frac{f_{\min} \cdot f_m}{f_{\min} + f_m} = \frac{18,2 \cdot 15}{18,2 + 15} = 8,22 \text{ Hz} \quad (3.5.12)$$

Vlastní frekvence řízeného systému musí být vyšší než  $f_{\min} = 4 \text{ Hz}$ . Minimální skutečná frekvence  $f_{\min, skut} = 8,22 \text{ Hz}$  splňuje tuto podmínku, která dává předpoklad ke korektnímu chování navrženého hydraulického pohonu.

## 4 Specifikace prvků

- Hydromotor

Firma: Atos

Typ: CK-100/70\*0500-S 0 0 1

Jmenovitý tlak  $p = 16 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

Maximální tlak  $p_{\max} = 25 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

- Axiální pístový hydrogenerátor

Firma: Atos

Typ: PVPCX 2E-C-4 073/31044/1D

Geometrický objem:  $V_g = 73 \text{ cm}^3$

Maximální pracovní tlak:  $p = 28 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

Maximální krátkodobý tlak:  $p = 35 \cdot 10^6 \text{ Pa}$

Otáčky:  $n = 1460 \text{ min}^{-1}$

Maximální moment na hřídeli:  $M = 400 \text{ N}\cdot\text{m}$

- Asynchronní elektromotor

Firma: MEZ Siemens

Typ: 1LG6 220-4AA6x

Výkon:  $P = 37000 \text{ W}$

Otáčky:  $n = 1460 \text{ min}^{-1}$

Počet pólů: čtyřpólový

- Proporciální rozváděč

Firma: Bosch-Rexroth

Typ: 4WREE 10 E1 50 2X/G24

Světlost: NG 10

Maximální provozní tlak:  $31,5 \cdot 10^{-3}$  Pa

Jmenovitý průtok:  $0,83 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

Maximální průtok:  $3 \cdot 10^{-3} \text{ m}^3 \cdot \text{s}^{-1}$

- Snímač polohy

Firma: Balluff

Typ: BTL5-P1-M0500-BKA05 tyčový

Rázové zatížení: 100g/6 ms podle IEC 60065-2-27

Vibreace: 12 g, 10...2000 Hz podle IEC 60068-2-6

Ochrana proti přepólování: ano

Elektrická pevnost: 500V DC

Odolnost proti tlaku u 10,2 mm tyčky:  $60 \cdot 10^6$  Pa

Odolnost proti tlaku u 8 mm tyčky:  $25 \cdot 10^6$  Pa

Typ připojení: konektorem

Jmenovitá délka: 0,5 m

Přesnost:  $2 \mu\text{m}$

Frekvence standard: 1 kHz

- Koncový spínač s kladkou

Typ: CLS-11

Firma: GREEGOO

Napětí: 250 V AC

Proud: 10 A

## 5 Závěr

V úvodu této bakalářské práce jsem zpracovala přehled současného stavu problematiky. Dále jsem uvedla dva návrhy alternativ řešení řízení pohonu a to objemové řízení a ventilové řízení pohonu. Tyto varianty jsem porovnávala z hlediska jejich výhod a nevýhod k danému problému. Objemové řízení má vysokou celkovou účinnost systému (až 90%) a tím také malé nároky na teplotní stabilizaci obvodu, avšak jeho nevýhodou je nižší tuhost systému a to tehdy, když mezi hydromotorem a zdrojem tlakové energie je dlouhé vedení. Proto jsem zvolila přijatelnější řešení, které je častěji používáno a mezi jeho výhody patří právě větší tuhost systému a lepší dynamické vlastnosti pohonu. Každý návrh jsem doplnila o schéma a popis funkce.

Pro zvedání válečků a žlabů je navržen stejný hydromotor a následně i hydrogenerátor, jelikož mají stejné zadávací parametry. Pro zvedání/spouštění válečků jsem zařadila do obvodu proporciální rozvaděč od firmy Bosch-Rexroth typ 4WREE 10 E1 50 2X/G24, který jsem zvolila z důvodu přesnějšího řízení, hydromotor je doplněn o snímač polohy od firmy Balluff typ BTL5-P1-M0500-BKA05 tyčový, který zajišťuje přesnou polohu. U zvedání/spouštění žlabů nejsou kladeny požadavky pohonu na přesné najíždění na polohu, proto jsem zvolila klasický hydraulický pohon s elektromagnetickým rozváděčím a škrticím ventilem. Po zvolení těchto prvků jsem následně vypočítala velikost pohonné jednotky, kde jsem zvolila axiální pístový hydrogenerátor s regulací na konstantní tlak od firmy Atos typ PVPCX 2E-C-4 073/31044/1D (s pomocným lamelovým hydrogenerátorem) a asynchronní čtyřpólový elektromotor od firmy MEZ Siemens typ 1LG6 220-4AA6x o výkonu 37 000 W.

Z výpočtu oteplování hydraulického obvodu vyplynulo, že musím zařadit chladič do hydraulického obvodu. Dále jsem pokračovala ve výpočtu a návrhu světlosti potrubí pro dané úseky. Po vypočtení dynamiky hydromotoru jsem zjistila, že hydraulicko-mechanický systém vyhovuje, nejmenší tuhost při vysunutí pístnice je  $x_{\min}=0,36$  m. Ke konci této práce jsem uvedla specifikaci hlavních hydraulických a elektrohydraulických prvků.

## 6 Seznam použité literatury

- [1] ŽÍDEK, M.; DĚDEK, V.; SOMMER, B. *Tváření oceli*. Praha : SNTL, ALFA, Praha 1988. 520 s.
- [2] PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy*. Díl 1. Ostrava:VŠB TU Ostrava, 1999. 158 s. ISBN 80-7078-620-5.
- [3] PAVLOK, B. *Hydraulické prvky a systémy*. Díl 2. Ostrava:VŠB TU Ostrava, 2008. 150 s. ISBN 978-80-248-1827-6.
- [4] PAVLOK, B.; HRUŽÍK, L.; BOVA, M. *Hydraulická zařízení strojů*. Ostrava : VŠB – TU Ostrava, 2007. 116 s. Dostupný z WWW:  
<[www.fs.vsb.cz/euprojekty/414/?ucebni-opory](http://www.fs.vsb.cz/euprojekty/414/?ucebni-opory)>
- [5] GÖTZ, W. *Hydraulics. Theory and Applications*. Ditzingen:OMEGON, 1998. 291s. ISBN 3-980 5925-3-7
- [6] SCHMITT, A. a kolektiv. *Příručka hydrauliky*. Svazek 1. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth, 1981. 226 s. ISBN 3-8023-0619-8.
- [7] SCHMITT, A. a kolektiv. *Příručka hydrauliky*. Svazek 2. Lohr am Main: Mannesmann Rexroth, 1986. 236 s. ISBN 3-8023-0898-0.

Firemní literatura: IVV Engineering, SMS MEER, BKB Metal

Firemní výkresy: BKB-DV-1388, BKB-DV-1389, BKB-0-5940

Internetové zdroje:

Válcovna trub Vítkovice (výroba ocelových bezešvých trub):

<http://www.trz.cz/vyrd/FA7D59D8629C4083C12570890036C321>

Firma Atos (výroba hydraulických prvků): [www.atos.com](http://www.atos.com)

Firma Bosch-Rexroth (výroba hydraulických prvků): [www.boschrexroth.com](http://www.boschrexroth.com)

Firma Parker (výroba hydraulických prvků a porubí): [www.parker.com](http://www.parker.com)

Firma Olaer (výroba chladičů pro hydraulické systémy): [www.olaer.cz](http://www.olaer.cz)

## Poděkování

Děkuji touto cestou doc. Ing. Bohuslavu Pavlokov, CSc. za odborné rady a pomoc, rovněž Ing. Jiřímu Valoškov, Ph.D. ze společnosti IVV Engineering s.r.o. a Ing. Petrovi Nogolovi ze společnosti BKB Metal a.s. za poskytnutou konzultaci a materiály.

## **7 Seznam příloh**

Příloha A – Funkční schéma zvedání válečků a žlabů, formát A3, VAV268-01